

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-175101

(43)Date of publication of application : 21.06.2002

(51)Int.CI.

G05B 11/36
H02P 5/00

(21)Application number : 2001-193283

(71)Applicant : YASKAWA ELECTRIC CORP

(22)Date of filing : 26.06.2001

(72)Inventor : FUTAMI SHIGERU

(30)Priority

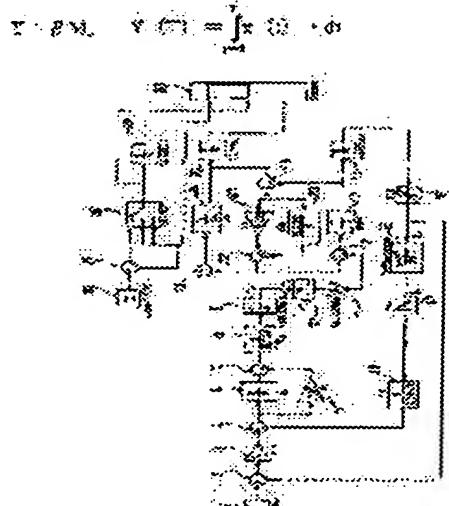
Priority number : 2000297002 Priority date : 28.09.2000 Priority country : JP

(54) PARAMETER DESIGNING METHOD FOR SERVO SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a parameter designing method capable of optimizing parameter design for a servo system by a theoretically backed up method and realizing robustness against fluctuation in a load machine parameter.

SOLUTION: In this servo system giving a position command and using a position of machine as a controlled variable, when a step command $r(t)=U$ ($t \geq 0$) is given as a position command and a position of the load machine is represented by $x(t)$, a response time integral value y of the load machine position is proportional to a time T , and an ideal function between the command and the controlled variable is represented by expression 1 (in this expression, β means sensitivity while T means a time). In the case of overshooting of the machine position to be $x(t) > U$, an expression $x(t) = 2U - x(t)$ is applied.



(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2002-175101
(P2002-175101A)

(43)公開日 平成14年6月21日(2002.6.21)

(51)Int.Cl.
G 0 5 B 11/36
H 0 2 P 5/00識別記号
5 0 5F I
G 0 5 B 11/36
H 0 2 P 5/00テマコード(参考)
5 0 5 A 5 H 0 0 4
K 5 H 5 5 0

審査請求 未請求 請求項の数7 OL (全19頁)

(21)出願番号 特願2001-193283(P2001-193283)
 (22)出願日 平成13年6月26日(2001.6.26)
 (31)優先権主張番号 特願2000-297002(P2000-297002)
 (32)優先日 平成12年9月28日(2000.9.28)
 (33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000006622
 株式会社安川電機
 福岡県北九州市八幡西区黒崎城石2番1号
 (72)発明者 二見 茂
 福岡県北九州市八幡西区黒崎城石2番1号
 株式会社安川電機内
 (74)代理人 100105647
 弁理士 小栗 昌平 (外4名)
 Fターム(参考) 5H004 GA17 GB16 KA35 KB02 KB04
 KB37 KC48 MA11
 5H550 AA18 BB05 EE05 JJ03 JJ22

(54)【発明の名称】 サーボ系のパラメータ設計方法

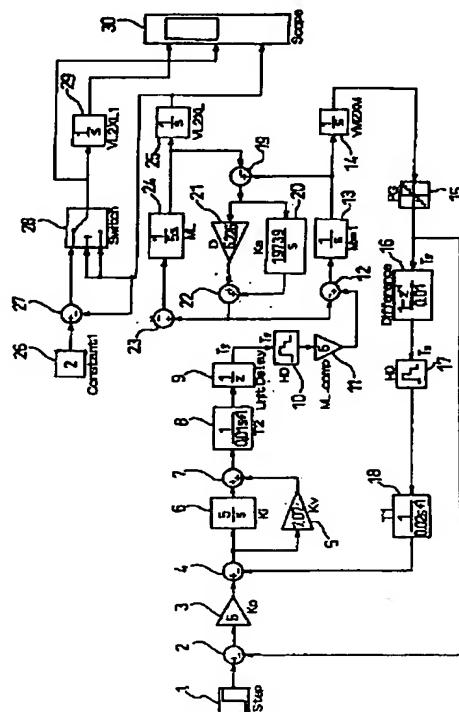
(57)【要約】

【課題】 サーボ系のパラメータ設計を理論に裏付けられた方法で最適設計を可能にし、負荷機械パラメータ変動に対してもロバストにするパラメータ設計方法を提供する。

【解決手段】 位置指令を与え機械の位置を制御量とするサーボ系において、位置指令としてステップ指令 $U(t) = U (t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、式(1)とする(但し、 β は感度、 T は時間である)。更に機械の位置の応答がオーバーシュートして、 $x(t) > U$ となった時、 $x(t) = 2U - x(t)$ とするものである。

【数1】

$$Y = \beta M, \quad Y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (1)$$



(2)

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 位置指令を与え機械の位置を制御量とするサーボ系において、

位置指令としてステップ指令 $r(t) = U(t \geq 0)$ を*

$$Y = \beta M, \quad Y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (1)$$

とする。(但し、 β は感度、Tは時間である)。更に、※※機械の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

とすることを特徴とするサーボ系のパラメータ設計方法。

【請求項2】 前記サーボ系の応答 $x(t)$ が発振したら時刻 t の応答を強制的に、 $x(t) = 0$

(4) とすることを特徴とする

請求項1に記載のサーボ系のパラメータ設計方法。

【請求項3】 請求項1又は2に記載のサーボ系のパラメータ設計方法において、

速度指令を与え、速度サーボ系としての応答により前記★

$$y = \beta M, \quad M(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (5)$$

とする。但し、 β は感度、Tは時間である。更に、機械★☆の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

とし、複数の機械共振周波数での応答を誤差因子とする、品質工学の動特性解析方法を用いたことを特徴とするサーボ系のパラメータ設計方法。

【請求項5】 三つ以上の機械共振がある場合、最大と最小の二つの機械共振周波数における応答を誤差因子とすることを特徴とする請求項4に記載のサーボ系のパラメータ設計方法。

【請求項6】 位置指令を与え、機械の位置を制御量とするサーボ系において、位置指令としてステップ指令 $r(t) = U(t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例◆

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = (1 + \alpha) - \alpha \cdot x(t) \quad (9)$$

但し、

$$\alpha > 1 \quad (10)$$

とする品質工学の動特性解析方法を用いたことを特徴とするサーボ系のパラメータ設計方法。

$$x(t) = 0$$

とすることを特徴とする請求項6に記載のサーボ系のパラメータ設計方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、工作機械および産

50

【従来の技術】 従来、位置サーボ系の設計パラメータ

2

* 与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、

【数1】

$$Y = \beta M, \quad Y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (1)$$

とする。(但し、 β は感度、Tは時間である)。更に、※※機械の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

★パラメータを設計することを特徴とするサーボ系のパラメータ設計方法。

【請求項4】 位置指令を与え、機械の位置を制御量とするサーボ系において、位置指令としてステップ指令 $r(t) = U(t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、

【数2】

$$y = \beta M, \quad M(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (5)$$

とする。但し、 β は感度、Tは時間である。更に、機械☆の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

◆し、

【数3】

$$y = \beta M \quad (6)$$

$$y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (7)$$

$$M = T \quad (8)$$

とする。但し、 β は感度、Tは時間である。更に、機械の位置の応答がオーバーシュートして、

$$(2)$$

$$x(t) = (1 + \alpha) - \alpha \cdot x(t) \quad (9)$$

* 【請求項7】 前記サーボ系の応答 $x(t)$ が発振したら時刻 t の応答を、強制的に

$$(4)$$

業用ロボットに使用されるサーボ系の、品質工学の動特性解析方法を用いたパラメータ設計方法に関するものである。

【0002】

(3)

3

は、

位置比例ゲイン K_p [1/s]速度比例ゲイン K_v [1/s]速度積分ゲイン K_i [1/s]制御サンプリング周期 T_s [s]パルスゼネレータ分解能 $1/N$ [rev/puls]フィルタ時定数 T_1 [s]フィルタ自定数 T_2 [s]

と言ったものが上げられる。これに顧客の機械仕様で決定される、

機械側質量 M [kg]機械バネ定数 K_s [N/m]機械粘性摩擦係数 D [Ns/m]

等のパラメータが加わるので、これらパラメータの最適設計は難しく、経験と勘にたよって部分的な最適化を図るといった方法で行われていた。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このような設計方法では、顧客の機械パラメータに関してロバストではない設計となり、客先におけるパラメータの再調整がしばしば必要となっている。例えば、予め、最適パターンと推測されるパターンを設定して、複数のパラ*

$$Y = \beta M, \quad Y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (1)$$

とする。(但し、 β は感度、Tは時間である)。更に、※※機械の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

とすることを特徴としている。

【0006】また、請求項2に記載の発明は、前記サー★³⁰に、

$$x(t) = 0$$

とすることを特徴としている。また、請求項3に記載の発明は、請求項1又は2に記載のサーボ系のパラメータ設計方法において、速度指令を与え、速度サーボ系との応答により前記パラメータを設計することを特徴としている。

【0007】また、請求項4に記載の発明は、位置指令☆

$$y = \beta M, \quad M(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (5)$$

とする。但し、 β は感度、Tは時間である。更に、機械◆⁴⁰◆の位置の応答がオーバーシュートして、

$$x(t) > U \quad (2)$$

となった時、

$$x(t) = 2U - x(t) \quad (3)$$

とし、複数の機械共振周波数での応答を誤差因子とする、品質工学の動特性解析方法を用いたことを特徴としている。また、請求項5に記載の発明は、三つ以上の機械共振がある場合、最大と最小の二つの機械共振周波数における応答を誤差因子とすることを特徴としている。

【0008】また、請求項6に記載の発明は、位置指令を与え、機械の位置を制御量とするサーボ系において、

50

4

* メータをそれぞれ増減させて複数の模擬パターンを作成し、実際に機械を運転して実パターンを求め、その実パターンに近い模擬パターンを選択して、その時の複数のパラメータの増減方向を決定して調整すると言った再調整が行われているのが実情であって、全てのパラメータを解析的に、あるいは実験的に設計段階で最適な設計を行ふことは不可能であるという問題があった。

【0004】そこで、本発明は、従来のように試行錯誤を行って経験と勘とで調整していたサーボ系のパラメータ設計を、理論で裏付けられた方法で最適設計を行い、同時に顧客の仕様(メーカーにとっては外乱要素となる)に関してロバストにするサーボ系のパラメータ設計方法を提供することを目的としている。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、位置指令を与え機械の位置を制御量とするサーボ系において、位置指令としてステップ指令 $r(t) = U (t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、

【数4】

★ボ系の応答 $x(t)$ が発振したら時刻 t の応答を強制的

に、

$$(4)$$

★を与え、機械の位置を制御量とするサーボ系において、位置指令としてステップ指令 $r(t) = U (t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置の応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、

【数5】

$$y = \beta M, \quad M(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt \quad (5)$$

$$(2)$$

$$(3)$$

位置指令としてステップ指令 $r(t) = U (t \geq 0)$ を与え、負荷機械の位置を $x(t)$ とするとき、指令と制御量との間の理想的機能を、負荷機械位置応答の時間積分値 y が時間 T に比例し、

【数6】

(4)

$$y = \beta M$$

5

(6)

$$y(T) = \int_{t=0}^T x(t) \cdot dt$$

(7)

$$M=T$$

(8)

$$x(t) > U$$

6

とする。但し、 β は感度、Tは時間である。更に、機械の位置の応答がオーバーシュートして、

となった時、

(2)

$$x(t) = (1 + \alpha) - \alpha \cdot x(t)$$

但し、

10

$$\alpha > 1$$

とする品質工学の動特性解析方法を用いたことを特徴としている。また、請求項7に記載の発明は、前記サーボ*

$$x(t) = 0$$

とすることを特徴としている。

【0009】(作用)このサーボ系のパラメータ設計方法によれば、式(1)～(10)で示す基本機能を用いた品質工学の動特性解析実験を行うことにより、理論的に最小の実験回数で大局的な最適パラメータの設計が行われ、最適な応答が実現されると共に、同時に、メーカーにとっては誤差因子と考えられる顧客の機械のパラメータ変動に対してロバストなパラメータ設定が行われる。このために、従来の試行錯誤により求めていたパラメータ設計が実現していたレベルよりもはるかに好ましい位置指令、あるいは速度指令に対する最適な応答特性と機械パラメータ変動外乱に対してロバストなサーボ系が実現される。

【0010】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施の形態について図を参照して説明する。図1は本発明の第1の実施の形態に係る最適パラメータ設計を行う位置サーボ系のブロック線図である。図2～図9は図1に示す位置サーボ系によるシミュレーション実験データを示す図である。図1において、1はステップ関数発生器(ここではステップ幅=1とする)、2は減算器、3は位置比例ゲイン K_p [1/s]、4は減算器、5は速度比例ゲイン K_v [1/s]、6は速度・積分ゲイン K_i [1/s]、7は加算器、8はフィルタ2 時定数 T_2 [s]、9は1サンプル遅れ T_s [s]、10はゼロ次ホールド回路、11は負荷質量補償ゲイン、12は減算器、13は積分器(モータ質量 $M=1$ と正規化)、

【0011】14は積分器、15はパルスゼネレータ、16は速度差分演算[pulse/s]、17はゼロ次※

(9)

(10)

* 系の応答 $x(t)$ が発振したら時刻 t の応答を、強制的に、

(4)

※ホールド回路、18はフィルタ1 時定数 T_1 [s]、19は減算器、20は負荷機械バネ定数 K_a [N/m]、21は負荷機械減衰定数 D [Ns/m]、22は加算器、23は減衰器、24は負荷質量 M_L [Kg]、25は積分器、26はオーバーシュートの折り返しを行うための定数2、27は減算器、28はオーバーシュート判定のためのスイッチ、29は積分器、30は信号記録器である。

【0012】つぎに実際の設計手順について説明する。

先ず、1、位置指令のステップ幅=1 [m]、2、モータ質量=1 [Kg]、と正規化しているが、これによって一般性を失うことはない。ここで設計可能なパラメータは、

K_p : 位置比例ゲイン

K_v : 速度比例ゲイン

30 K_i : 速度積分ゲイン

T_s : サンプリング周波数

$1/N$: パルスゼネレータ分解能

T_1 : フィルタ1時定数

T_2 : フィルタ2自定数

の7つである。

【0013】品質工学の解析法では設計パラメータの数は使用する直交表によって決まる。その直交表は、設計パラメータの数が7からL18直交表を使用し、各パラメータの水準は3(水準1、2、3)に設定してシミュレーションを行う。7つのパラメータを制御因子として、水準は次のように割付けている。

【表1】

制御因子		A	B	C	D	E	F	G	H	水準1	水準2	水準3
位置ループゲイン K_p		3.54	5	7.07								
速度ループゲイン K_v		3.54	5	7.07								
速度積分ゲイン K_i		3.54	5	7.07								
サンプリング周期 T_s		0.01	0.005	0.0025								
スケール分解能 $1/N$		1/100	1/1000	1/10000								
フィルタ1時定数 T_1		0.02	0.01	0.005								
フィルタ2時定数 T_2		0.02	0.01	0.005								

【0014】又、顧客の設計パラメータは、

50 M_L : 負荷機械質量

(5)

K_s : 負荷機械バネ定数

D : 負荷機械減衰定数

であり、これらは誤差因子として、次のように、

N1 : 応答が早い機械（固有振動数 20 Hz、減衰定数 0.01）では、

負荷質量ML = 5

バネ定数K_s = 19739

粘性摩擦D = 6.228

N2 : 応答の遅い機械（固有振動数 10 Hz、減衰定数 0.01）では、

負荷質量ML = 1

バネ定数K_s = 15791

粘性摩擦D = 2.513

と 2 つの条件に調合して割り付けている。

【0015】そして、次のL18直交表に従ってB～Hのパラメータを割当てている。

【表2】

L18直交表

N o .	e	B	C	D	E	F	G	H
1	-	1	1	1	1	1	1	1
2	-	1	2	2	2	2	2	2
3	-	1	3	3	3	3	3	3
4	-	2	1	1	2	2	3	3
5	-	2	2	2	3	3	1	1
6	-	2	3	3	1	1	2	2
7	-	3	1	2	1	3	2	3
8	-	3	2	3	2	1	3	1
9	-	3	3	1	3	2	1	2
10	-	1	1	3	3	2	2	1
11	-	1	2	1	1	3	3	2
12	-	1	3	2	2	1	1	3
13	-	2	1	2	3	1	3	2
14	-	2	2	3	1	2	1	3
15	-	2	3	1	2	3	2	1
16	-	3	1	3	2	3	1	2
17	-	3	2	1	3	1	2	3
18	-	3	3	2	1	2	3	1

【0016】品質工学による実験では、上の直交表に従ってB～Hのパラメータを割当て、誤差因子N1、N2の2通りの負荷条件に対して図1に示すブロック線図のステップ応答をシミュレーションして、ブロック29の積分器の出力の時間応答を求めるものである。なお、表*

図2のシミュレーション実験データ

NO	M1 = 0.5	M2 = 1	M3 = 2	M4 = 3	M5 = 4	M6 = 5
1 N1	0.2	0.6	1.45	2.45	3.45	4.45
	0.2	0.6	1.45	2.45	3.45	4.45
2 N1	0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
	0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
3 N1	0.25	0.75	1.7	2.7	3.7	4.7
	0.25	0.75	0	0	0	0
4 N1	0.2	0.6	1.5	2.5	3.5	4.5
	0.2	0.6	1.5	0	0	0
↓						
10 N1	0.2	0.6	1.45	2.4	3.4	4.4
	0.2	0.6	1.45	2.4	3.4	4.4
11 N1	0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
	0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
↓						
17 N1	0.25	0.7	1.7	2.65	3.65	4.65
	0.25	0.7	1.65	0	0	0
18 N1	0.25	0.75	1.75	2.75	3.75	4.75
	0.25	0.75	1.75	2.75	3.75	4.75

表中のM1～6は応答点である。NO1～18は実験回数である。

【0020】これから評価のためのNO1～18のSN比を計算すると、次の表、表4のようになる。

(5)

8

* 中、B～Hは7つのパラメータを、対応する数字1、2、3は、それぞれ水準1、2、3を、NO1～18は設定値組合せ数を、すなわちシミュレーション回数を表している。

【0017】図2～図9に、NO1～18回、N1(a～c)とN2(a'～c')のシミュレーション実験データを示している。各データはN1、N2各3つのグラフから成るが、それぞれ(a)、(a')が、その時間の積分値、(b)、(b')が、負荷位置のオーバーシュートの折返し、(c)、(c')が、負荷位置、である。なお、冗長さを避けるために、NO1～18全部の実験結果ではなく、その1部のNO1～4と、NO10、NO11、及びNO17、NO18の8回の実験データをピックアップして図2～図9に示している。又、図2～図9の各図は、図2を例にとると下から、(c)、(c')、負荷位置、(b)、(b')、オーバーシュートの折返し、(a)、(a')、積分値の3つづつのグラフを、それぞれN1、N2について3グラフづつ合計6つのグラフで示している。

【0018】以上の実験結果から、NO3、NO4、NO17以外は、誤差因子N1、N2の両方に対して安定で、それぞれの応答は等しくなっている。これは、 $ML_comp = ML + 1 \dots (11)$ としているからである。また、NO3、NO4、NO17の誤差因子N2では発振している時点のデータは、 $x(t) = 0 \dots (4)$ 式に基づき、ゼロとしている。更に、折返し定数26、減算器27、判定スイッチ28の回路によるオーバーシュートの折返し処理、 $x(t) = 2U - x(t)$ によりデータ数を数10個から5個程度まで小さくすることが可能になっている。

【0019】次の表に、図2～9に示したNO1～4、10、11、17、18の負荷位置（オーバーシュートの折返しを行った）の積分値データを示す。

【表3】

図2のシミュレーション実験データ

【表4】

(6)

9
各実験のS N比、

N O 1	1 2 . 4 2
2	1 3 . 8 5
3	- 1 0 . 2 5
4	- 9 . 6 2
5	1 5 . 4 1
6	1 6 . 6 3
7	1 2 . 8 3
8	1 3 . 7 8
9	1 6 . 7 2
1 0	1 2 . 5 6
1 1	1 3 . 8 6
1 2	1 6 . 5 4
1 3	1 3 . 4
1 4	1 4 . 4 3
1 5	1 6 . 6 3
1 6	1 3 . 1 3
1 7	- 9 . 5 8
1 8	1 8 . 5 9

制御因子名	水準1	水準2	水準3
A	...	9 . 0 9	1 1 . 9 5
S	K □	9 . 8 3	1 1 . 1 5
C	K △	9 . 1 2	1 0 . 2 9
D	K ▲	6 . 7 4	1 4 . 7 7
E	T s	1 4 . 4 6	1 0 . 7 2
F	1 / N	1 0 . 6 3	1 0 . 7 6
G	T 1	1 4 . 7 8	1 0 . 4 8
H	T 2	1 4 . 5 6	1 4 . 6 0

10
【0021】以上より、各水準別SN比は次の表5のようになる。

【表5】

【0022】この水準別SN比より要因効果図を作成すると、図10となる。図中、縦軸がSN比、横軸がパラメータ因子名B～H、とその水準である。図10から、各パラメータのSN最大の水準値を抜出すと、B=水準2=B₂、C=水準3=C₃、同様にD=D₂、E=E₁、F=F₂、G=G₁、H=H₂となり、SN比で評価を行うと、最適条件は、B₂ C₃ D₂ E₁ F₂ G₁ H₂と求めることができる。

【0023】この最適条件による応答を図11に示す。この場合の応答のSN比は16.8dBであり、各実験のSN比として示したNO1～18のSN比のいずれのSN比よりも大きく、この最適応答は理論的に最適応答と言わわれているIAE (Integral Absolute Error) を最小にするステップ応答にほぼ一致し、最適化されていることが分かる。なお、図11は上から(a)積分値、(b)オーバーシュート折返し、(c)負荷位置である。

【0024】この最適条件、B₂ C₃ D₂ E₁ F₂ G₁ H₂はそれぞれ、

B₂：最初に設定した水準1～3中の真中のゲイン（水準2）5 [1/s] であって、大きいほど良いとは言えない。

C₃：最も大きいゲイン、水準3の7.07 [1/s] であり、この速度比例ゲインは感度が高い。

D₂：真中のゲイン5 [1/s] であり、大きい程良いとは言えない。

E₁：最も遅いサンプリング周期 0.01 [s] であり、短い方がよいとは言えない。

F₂：真中のPG分解能1/1000を示し、分解能が高い程よいとは限らない。

G₁：最も遅いフィルタ時定数0.02 [s] である。

H₂：真中のフィルタ時定数0.01 [s] である。

【0025】以上の最適パラメータは、従来の常識とは

反する点が少なくない。これは本方法で求めたものが正しいのであって、従来の試行錯誤的な設計は変える必要

があることを示している。更に、この最適条件が負荷機械のパラメータ変動に対してロバストであることを示す。負荷機械のMLを大きくすると、負荷質量が大きくなると同時に、負荷機械の固有振動数が1/(ML)
1/2、で小さくなり、粘性減衰係数が1/MLで小さくなる。従って負荷機械のパラメータ変動に対してのロバスト性を見るには、MLを大きくして応答を調べるのが効果的である。この方法によって最適パラメータの最終評価を行うと、

【0026】図12は最適条件(B₂ C₃～H₂)ではML=40に上げても安定な結果を示し、ML=5、の時の応答と全く変わらない結果を示している。一方、応答がよいと思われるNO12(B₁～H₃、と最適条件からずれている)の場合は、図13に示すように、ML=5では安定であるが、ML=7では発振している。これより、最適条件(B₂～H₂)では、応答が速くエラーが小さいと共に、負荷機械のパラメータ変動に対するロバスト性が高いと結論できる。

【0027】ここまででは位置サーボ系における最適パラメータ設計について説明したが、同様にして速度指令による速度サーボ系においても容易に適用可能である。

【0028】次に、本発明の第2の実施の形態について図を参照して説明する。図14は本発明の第2の実施の形態に係るサーボ系のパラメータ設計方法のシミュレーション実験データの例を示す図である。図15は図14に示すパラメータ設計の最適条件によるSN比の要因効果図である。図16は図15に示す最適条件における機械共振周波数20Hzの時の応答を示す図である。図17は図16に示す機械共振周波数が10Hzの時の応答を示す図である。

【0029】第2の実施の形態は、第1の実施の形態と

(7)

11

同様に、図1に示す最適パラメータ設計を行う位置サーボ系のブロック線図を用いて、設計可能なパラメータは、 K_p 、 K_v 、 K_i 、 T_s 、 $1/N$ 、 T_1 、 T_2 、の7つとして表2に示すL18直交表の制御因子として割り付け、又、顧客の設計パラメータは M_L 、 K_s 、 D であるが、第1の実施の形態と異なる点は、複数の機械共振に対して、最大と最小の二つの機械共振周波数における応答を誤差因子とし、発振応答に対しても $x(t) = *$

制御因子	A	水準1	水準2	水準3
位置ループゲイン K_p	B	3.54	5	7.07
速度ループゲイン K_v	C	3.54	5	7.07
速度積分ゲイン K_i	D	3.54	5	7.07
サンプリング周期 T_s	E	0.01	0.005	0.0025
スケール分解能 $1/N$	F	1/100	1/1000	1/10000
フィルタ1時定数 T_1	G	0.02	0.01	0.005
フィルタ2時定数 T_2	H	0.02	0.01	0.005

誤差因子 N1,N2	共振周波数	減衰定数
1. 共振周波数1(最小周波数)	20	0.01
2. 共振周波数1(最大周波数)	10	0.01

【0031】先ず、第1の実施の形態と同様に、品質工学の実験は、表2のL18直交表に従ってB～Hのパラメータを割り付け、誤差因子である複数（ここでは説明を簡略化するため前実施の形態と同様2つとする）の機械共振周波数に対して、図1のブロック線図のステップ応答をシミュレーションし、ブロック29の出力の時間応答を求める。

【0032】図14はシミュレーション実験データの例を示す図であり、シミュレーションは18回（NO1～NO18）行っているが、その中の1例を示したもの

*0、のゼロ処理は行わずに、例えば、N1は機械共振周波数（最小）20Hz、減衰定数0.01、N2は機械共振周波数（最大）10Hz、減衰定数0.01、の2つの条件に調合した、次の表、表6に示すような割り付けを行って最適パラメータの設計を行うものである。

【0030】

【表6】

※で、N1、N2、それぞれ3回づつ、（a）積分値、（b）オーバーシュートの折り返し、（c）負荷位置の20回を示している。この例では、N1、N2双方の応答は等しく、安定している状態を示している。

【0033】次表の表7に、シミュレーションNO1～NO18の負荷位置（オーバーシュート折り返しを行った）の積分値データを示す。なお、実験回数は第1の実施の形態と同様に、NO1～4、NO10～11、NO17、18の8回分を示す。

【表7】

NO	M1=0.5	M2=1	M3=2	M4=3	M5=4	M6=5
1	N1 0.2	0.6	1.45	2.45	3.45	4.45
	N2 0.2	0.6	1.45	2.45	3.45	4.45
2	N1 0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
	N2 0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
3	N1 0.25	0.75	1.7	2.7	3.7	4.7
	N2 0.25	0.75	1	1	1	1
4	N1 0.2	0.6	1.5	2.5	3.5	4.5
	N2 0.2	0.6	1.5	1.5	1.5	1.5
10	N1 0.2	0.6	1.45	2.4	3.4	4.4
	N2 0.2	0.6	1.45	2.4	3.4	4.4
11	N1 0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
	N2 0.2	0.65	1.6	2.6	3.6	4.6
17	N1 0.25	0.7	1.7	2.65	3.65	4.65
	N2 0.25	0.7	1.65	1.65	1.65	1.65
18	N1 0.25	0.75	1.75	2.75	3.75	4.75
	N2 0.25	0.75	1.75	2.75	3.75	4.75

表中のM1～6は応答点である。

NO1～18は実験回数である。

【0034】本実施の形態の表7と、前実施の形態の表3を比較すると、表3ではNO3、NO4、NO17のN2で発振による $x(t) = 0$ の処理を行っているので、N2は0となっているが、表7では誤差因子の処理によって抑圧しているので、0にはならずS/N比が向上する。その他のシミュレーション回数ではN1、N2は同一で安定している。

【0035】これらNO1～NO18について各シミュレーション実験のS/N比を計算すると次表の表8とな

る。

【表8】

(8)

No.1	13
2	13.86
3	10.51
4	9.62
5	15.41
6	16.63
7	12.85
8	13.78
9	16.72
10	12.58
11	13.88
12	16.54
13	13.4
14	14.43
15	16.63
16	13.13
17	9.58
18	16.59

【0036】次に、表5のような各水準S/N比より要因効果図を作成すると、図15に示すような図となる。図15からS/N比で評価を行った、最適条件は、B₂C₃D₂E₁F₂G₁H₂となる。

【0037】この最適条件によるN1の応答を図16に示す。この応答のS/N比は16.8dBであり表8のどのS/N比よりも大きい。また、この応答は理論的に最適応答と言われているIAEを最小にするステップ応答にほぼ一致し、最適化されていることが分かり、この最適条件が負荷機械の機械共振に対してロバストであることを示している。

【0038】なお、図16、図17は最適条件におけるN1、N2、機械共振周波数がそれぞれ20Hz、10Hzの時の応答であって、双方全く同じ応答である。従って、この最適条件では、応答が速く、エラーが小さいと共に、負荷機械の機械共振パラメータ変動に対するロバスト性が高いと結論される。

【0039】次に、本発明の第3の実施の形態について図を参照して説明する。図18は本発明の第3の実施の形態に係るサーボ系のパラメータ設計方法のNO1シミ*

制御因子	A	水準1	水準2	水準3
位置ループゲイン K _p	B	4	5	6.25
速度ループゲイン K _v	C	5.68	7.07	8.84
速度積分ゲイン K _i	D	4	5	6.25
サンプリング周期T _s	E	0.0125	0.01	0.008
スケール分解能1/N	F	1/500	1/1000	1/2000
フィルタ1時定数T ₁	G	0.025	0.02	0.016
フィルタ2時定数T ₂	H	0.025	0.02	7.016

誤差因子 N1,N2	負荷質量	バネ定数	粘性摩擦	
1. 応答が速い	1	15791	2.513	固有振動数 20Hz 減衰定数 0.01
2. 応答が遅い	5	19739	6.226	固有振動数 10Hz 減衰定数 0.01

【0042】品質工学による実験は、前実施の形態と同様に表2の直交表に従ってB～Hのパラメータを割当て、誤差因子N1、N2の2通りの負荷条件に対して図1のブロック線図のステップ応答をシミュレーションし、ブロック29の出力の時間応答を求めるものである。

【0043】図18～図23に回数NO1～18回でN2（N1の応答も全く同じである）のシミュレーション実験データを、18回全てでは冗長になるのでNO1、

* ユレーション実験データを示す図である。図19はNO2シミュレーション実験データを示す図である。図20はNO3シミュレーション実験データを示す図である。図21はNO4シミュレーション実験データを示す図である。図22はNO17シミュレーション実験データを示す図である。図23はNO18シミュレーション実験データを示す図である。図24は図18に示すパラメータ設計方法のS/N比の要因効果図である。図25はJL=5JMの場合の最適条件における応答を示す図である。図26はJL=40JMの場合の最適条件における応答を示す図である。図27はNO3の条件でJL=30JMとした時の応答を示す図である。

【0040】第3の実施の形態は、第1、2の実施の形態と同様、図1の最適パラメータ設計を行う位置サーボ系のブロック線図を用いて、設計可能なパラメータK_p、K_v、K_i、T_s、1/N、T₁、T₂、の7つをL18直交表の制御因子として割り付け、顧客の設計パラメータML、K_s、Dを誤差因子として、N1を応答の速い機械（負荷質量=1、固有周波数20Hz、減衰定数0.01）、N2を応答が遅い機械（負荷質量=5、固有周波数10Hz、減衰定数0.01）の2つの条件に調合した、割り付けを行って最適パラメータ設計を行うものであり、前実施の形態との相違は、位置応答がオーバーシュートした場合にオーバーシュートを α 倍して応答から差し引き、応答が発振したら強制的にx(t)=0、とすることで、オーバーシュートの無い最適パラメータの設計を行う点である。

【0041】この場合の制御因子と誤差因子の割付けを次表の表9に示す。

【表9】

制御因子	A	水準1	水準2	水準3
位置ループゲイン K _p	B	4	5	6.25
速度ループゲイン K _v	C	5.68	7.07	8.84
速度積分ゲイン K _i	D	4	5	6.25
サンプリング周期T _s	E	0.0125	0.01	0.008
スケール分解能1/N	F	1/500	1/1000	1/2000
フィルタ1時定数T ₁	G	0.025	0.02	0.016
フィルタ2時定数T ₂	H	0.025	0.02	7.016

2、3、4、17、18回の6回分を示している。各データは3つの図からなり、下から順に、(c) 負荷位置、(b) オーバーシュートの折り返し、(a) 積分値である。図18～図23に示す負荷位置（オーバーシュートの折り返しを行った）の積分値データは次表の表10になる。

【0044】

【表10】

(9)

No.	M1=0.5	M2=1	M3=2	M4=3	M5=4
1	0.2	0.59	1.51	2.56	3.56
2	0.2	0.69	1.87	2.86	3.66
3	0.26	0.67	1.74	2.74	3.74
4	0.23	0.58	1.51	2.52	3.52
5	0.2	0.62	1.64	2.64	3.64
6	0.26	0.72	1.7	2.7	3.7
7	0.17	0.46	1.38	2.41	3.41
8	0.13	0.56	1.51	2.5	3.5
9	0.23	0.66	1.7	2.89	3.69
10	0.23	0.52	1.51	2.52	3.52
11	0.23	0.66	1.64	2.64	3.64
12	0.26	0.72	1.74	2.74	3.74
13	0.23	0.52	1.51	2.49	3.49
14	0.2	0.62	1.64	2.62	3.62
15	0.23	0.72	1.7	2.69	3.69
16	0.14	0.46	1.38	2.35	3.35
17	0.2	0.61	1.61	2.62	3.62
18	0.16	0.58	1.57	2.59	3.59

【0045】これらのデータから各実験のS/N比を計算すると表11となる。

【表11】

No.1	12.54
2	14.63
3	15.2
4	12.71
5	13.52
6	18.13
7	10.41
8	11.72
9	14.68
10	12.13
11	14.56
12	16.13
13	12.31
14	13.64
15	15.64
16	10.45
17	13.28
18	12.39

【0046】表11から水準別S/N比は表12のようになる。

【表12】

因子名	水準1	水準2	水準3
A	... 13.5	13.39	...
B	Kp 14.2	13.99	12.15
C	Kv 11.76	13.56	15.03
D	Ki 13.8	13.23	13.21
E	Ts 13.28	13.55	13.51
F	1/N 13.69	13.36	13.3
G	T1 13.49	13.7	13.15
H	T2 12.99	13.79	13.56

【0047】図24はS/N比の要因効果図であり、これより最適条件は、B₁C₃D₁E₂F₁G₂H₂である。

【0048】この最適条件による応答を図25に示す。このようにオーバーシュートの無い速い応答が得られている。更に、この最適条件が負荷機械のパラメータ変動に対してロバストであり、負荷機械のMLを大きくなるとともに、負荷機械の固有振動数が $1/(ML)^{1/2}$ で小さくなり、粘性減衰定数が $1/ML$ で小さくなる。したがって負荷機械のパラメータ変動に対してのロバスト性を見るには、MLを大きくして応答を調べるのが最も効果的である。

【0049】図26は最適条件でML=40とした時の応答であり（d）モータ位置、（c）負荷機械位置、（b）オーバーシュートの折り返し、（a）出力の積分値、である。最適条件ではML=40では少しオーバーシュートがあるが、安定な応答となった。これに反して、

(9)

16

図27は応答が良いとされるシミュレーション実験NO3の場合であるが、ML=5では安定であるが、ML=30では発振が見られる。

【0050】このように本実施の形態によれば、最適条件では、応答が速く、オーバーシュートを発生しないと共に、負荷機械のパラメータ変動に対するロバスト性が高いと結論づけられる。

【0051】

【発明の効果】以上説明したように、本発明によれば、品質工学の動特性解析を用いSN比により評価する実際的で迅速な手法により最適パラメータの設計を行うので、1、負荷位置の時間積分値を信号とする品質工学の動特性解析により、必ず最適パラメータ設計が可能である。2、オーバーシュートの折返しをすることにより、信号の数を少なくすることができると共に、オーバーシュートのない応答を設計できる。3、得られる最適パラメータの条件では、偏差の絶対値の積分を最小にする最適解になっていると同時に、負荷機械パラメータ変動に対してロバスト構造となる、等の効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係る最適パラメータ設計を行う位置サーボ系のブロック線図である。

【図2】図1に示すサーボ系のNO1シミュレーション実験データを示す図である。

【図3】図1に示すサーボ系のNO2シミュレーション実験データを示す図である。

【図4】図1に示すサーボ系のNO3シミュレーション実験データを示す図である。

【図5】図1に示すサーボ系のNO4シミュレーション実験データを示す図である。

【図6】図1に示すサーボ系のNO10シミュレーション実験データを示す図である。

【図7】図1に示すサーボ系のNO11シミュレーション実験データを示す図である。

【図8】図1に示すサーボ系のNO17シミュレーション実験データを示す図である。

【図9】図1に示すサーボ系のNO18シミュレーション実験データを示す図である。

【図10】図1に示すパラメータ設計のSN比の要因効果図である。

【図11】図10に示す最適条件における応答を示す図である。

【図12】図10に示す最適条件でML=40とした時の応答を示す図である。

【図13】図10に示す最適条件からずれている場合のシミュレーションNO12でML=7とした時の応答を示す図である。

【図14】本発明の第2の実施の形態に係るサーボ系のパラメータ設計方法のシミュレーション実験データの例を示す図である。

(10)

17

【図15】図14に示すパラメータ設計の最適条件によるS/N比の要因効果図である。

【図16】図15に示す最適条件における機械共振周波数20Hzの時の応答を示す図である。

【図17】図16に示す機械共振周波数が10Hzの時の応答を示す図である。

【図18】本発明の第3の実施の形態に係るサーボ系のパラメータ設計方法のNO1シミュレーション実験データを示す図である。

【図19】NO2シミュレーション実験データを示す図である。

【図20】NO3シミュレーション実験データを示す図である。

【図21】NO4シミュレーション実験データを示す図である。

【図22】NO17シミュレーション実験データを示す図である。

【図23】NO18シミュレーション実験データを示す図である。

【図24】図18に示すパラメータ設計方法のS/N比の要因効果図である。

【図25】JL=5JMの場合の最適条件における応答を示す図である。

【図26】JL=40JMの場合の最適条件における応

(10)

18

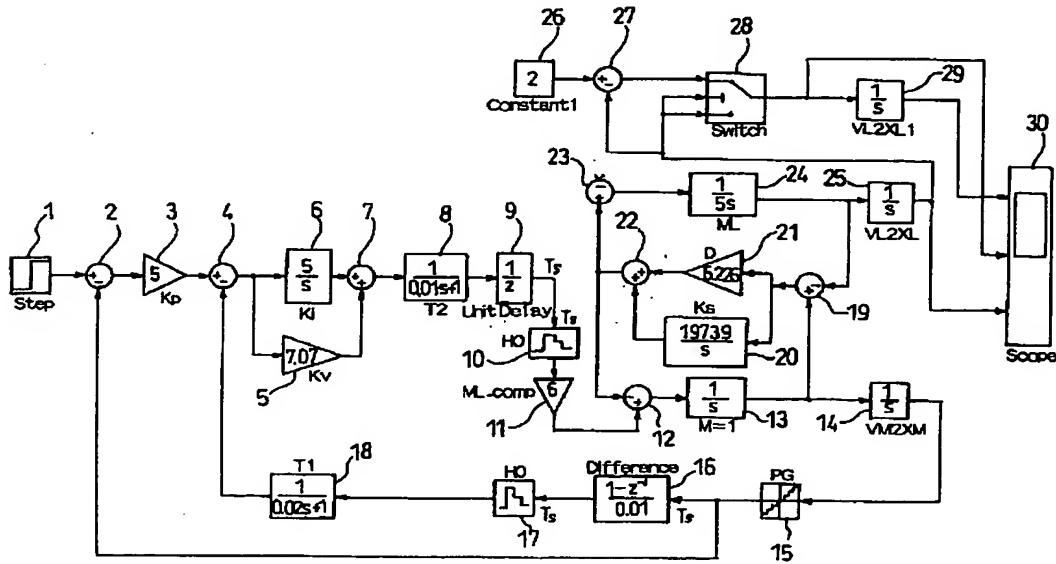
答を示す図である。

【図27】NO3の条件でJL=30JMとした時の応答を示す図である。

【符号の説明】

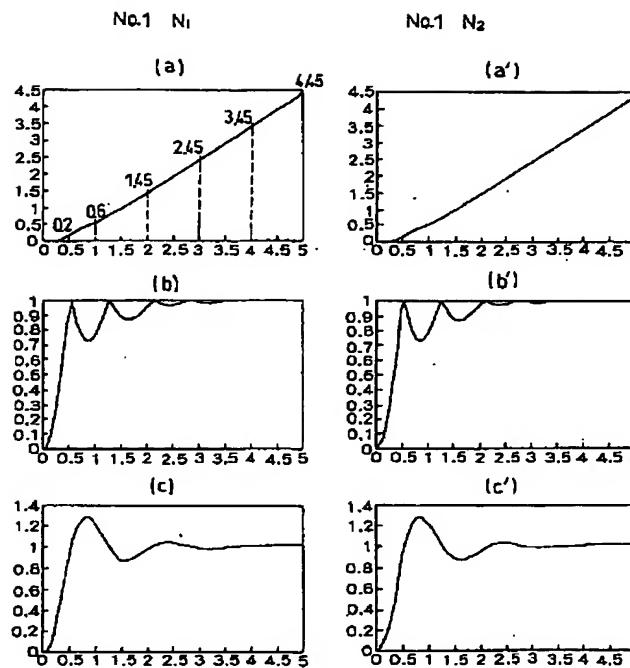
- 1 ステップ関数発生器
- 2、4、12、19、23、27 減算器
- 3 位置比例ゲイン
- 5 速度比例ゲイン
- 6 速度積分ゲイン
- 7、22 加算器
- 8 フィルタ2
- 9 1サンプル遅れ
- 10、17 ゼロ次ホールド回路
- 11 負荷質量補償ゲイン
- 13、14、25、29 積分器
- 15 パルスゼネレータ
- 16 速度差分演算
- 18 フィルタ1
- 20 負荷機械バネ定数
- 21 負荷機械減衰定数
- 24 負荷質量と積分器
- 26 オーバーシュートの折返しを行うための定数
- 28 オーバーシュート判定のためのスイッチ
- 30 信号記録器

【図1】

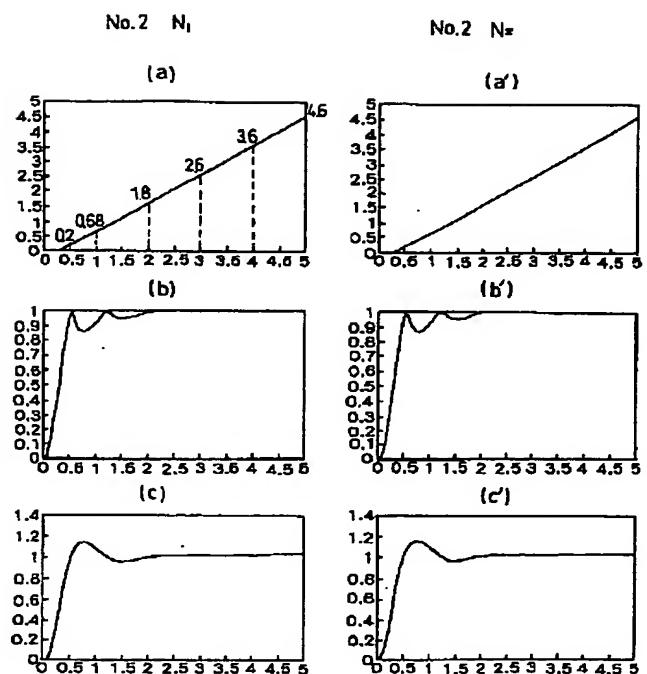


(11)

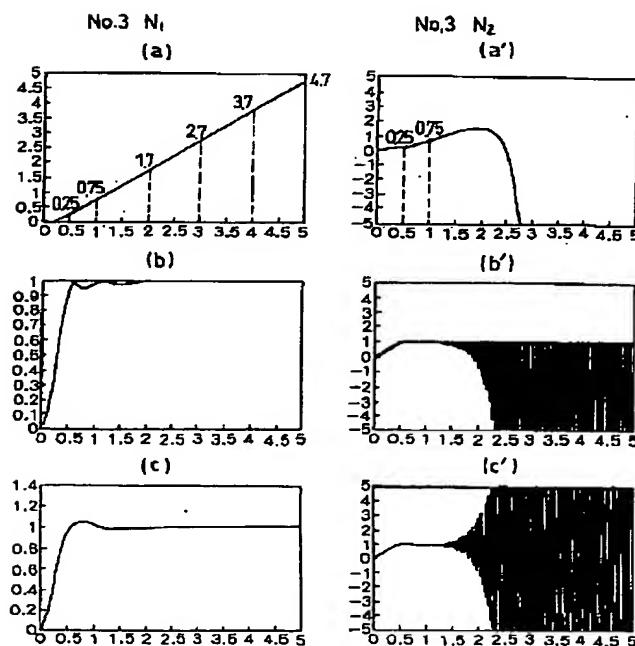
【図2】



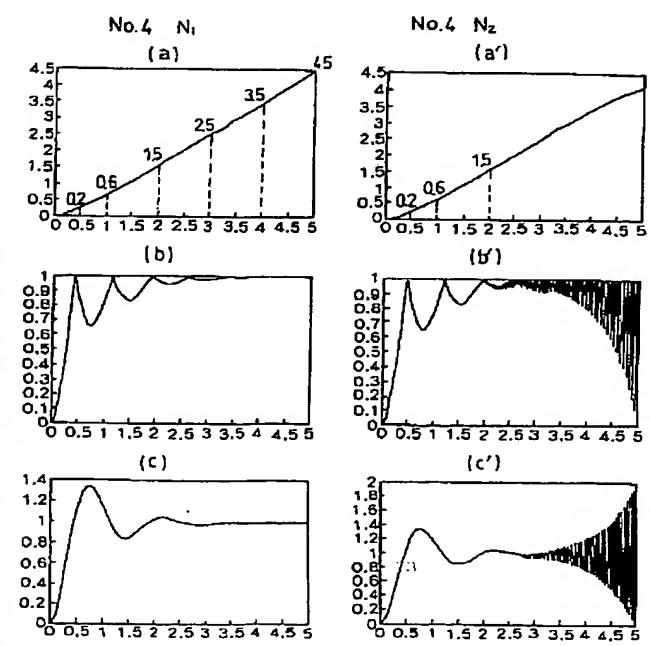
【図3】



【図4】

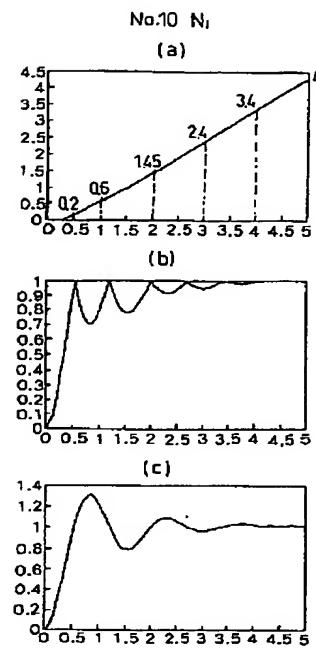


【図5】

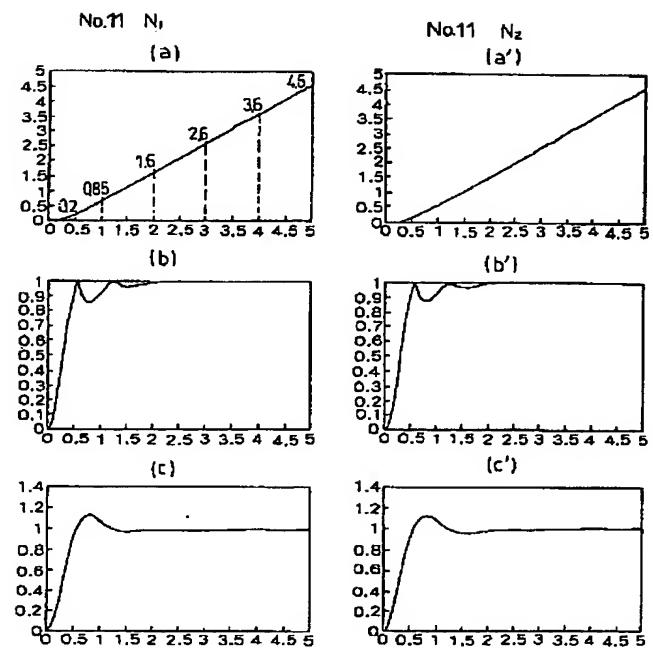


(12)

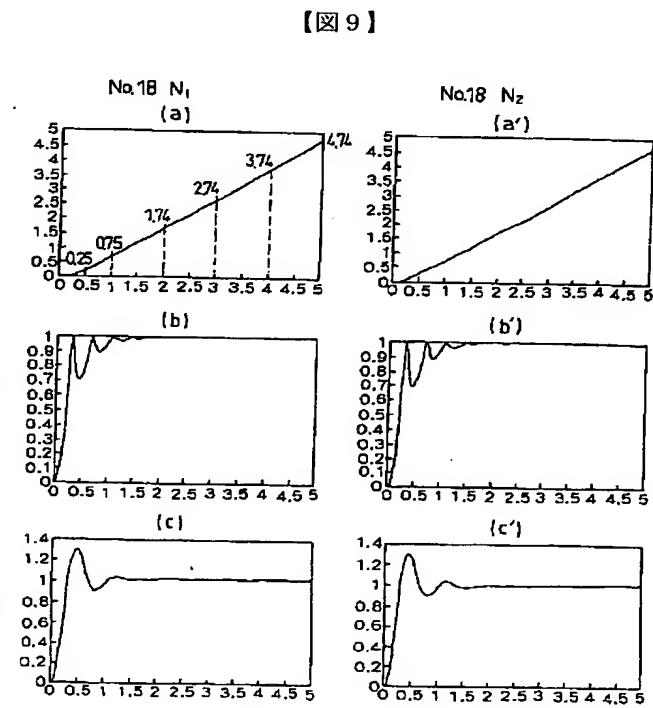
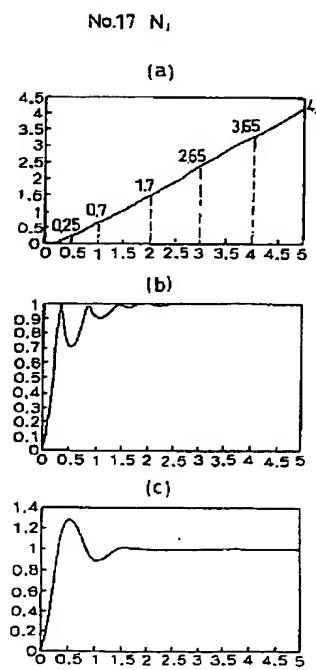
【図6】



【図7】

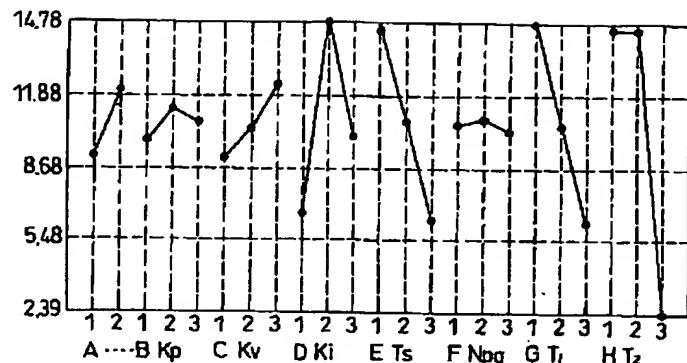


【図8】



(13)

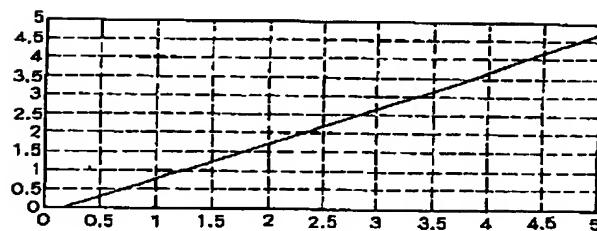
【図10】



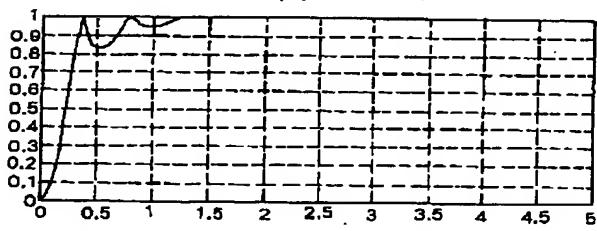
SN比の要因効果図
最適条件は B₂C₃D₂E₁F₂G₁H₂ である。

【図12】

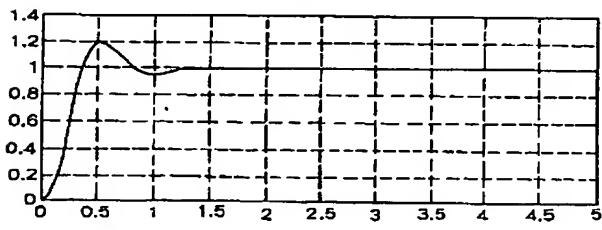
(a)



(b)



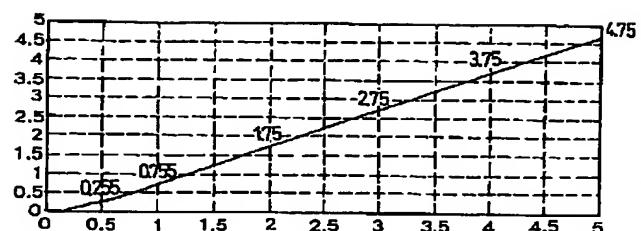
(c)



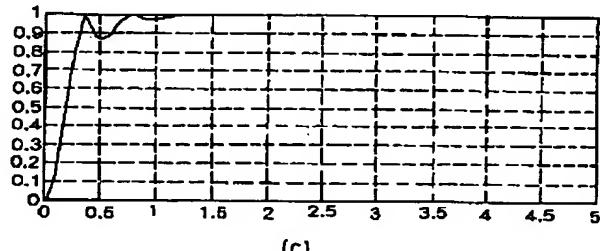
最適条件でML=40としたときの応答。
ML=5と全く同じ応答である。

【図11】

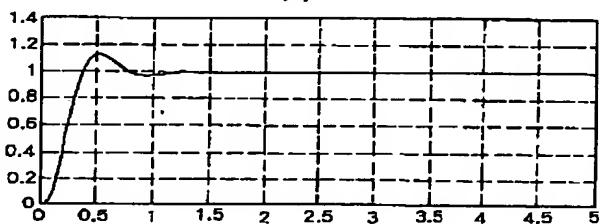
(a)



(b)



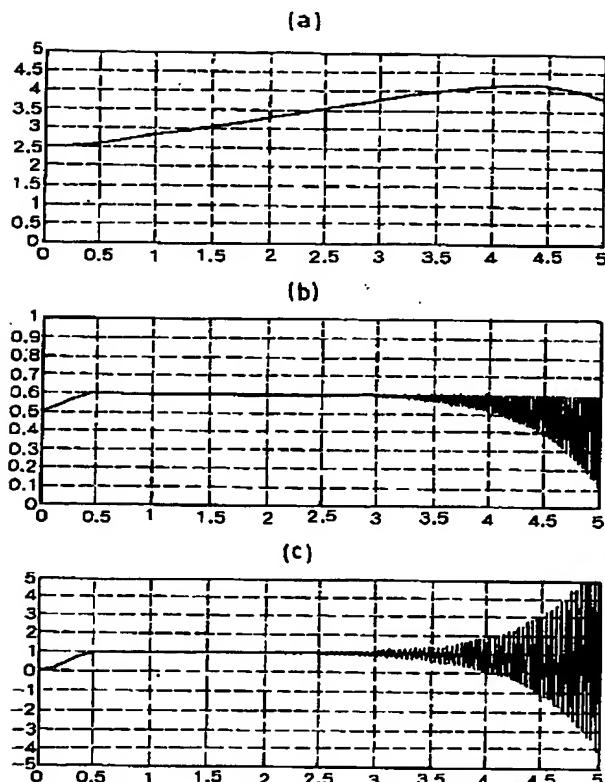
(c)



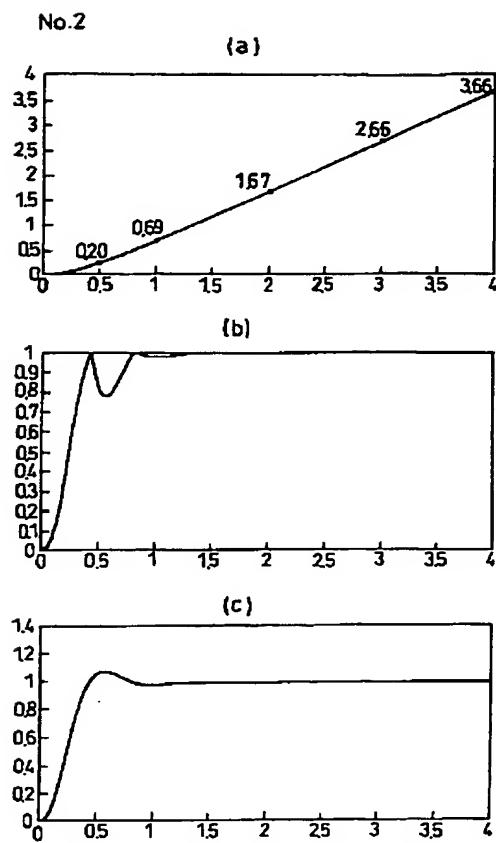
最適条件における応答。 $\eta_{opt} = 16.8\text{db}$

(14)

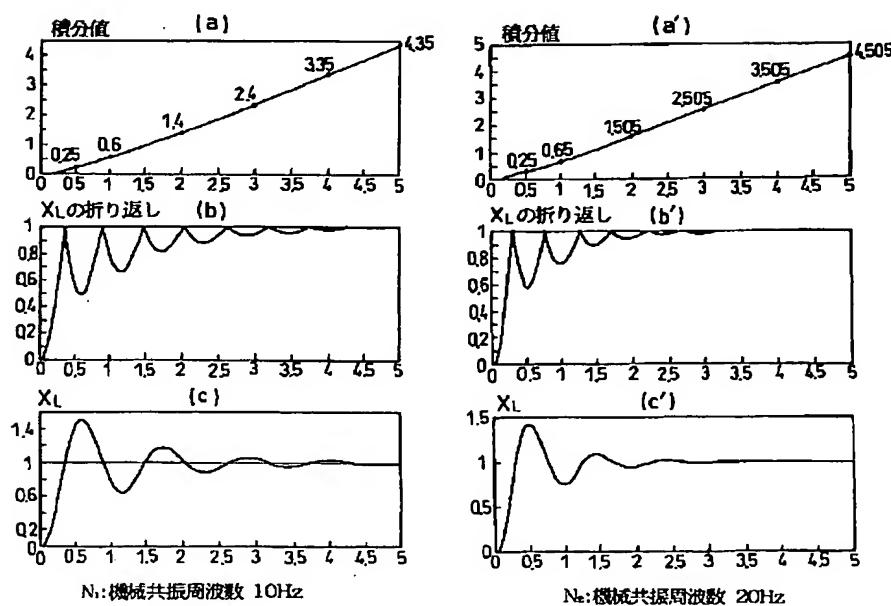
【図13】

No.12の条件で、 $ML=7$ としたときの応答。発振している。

【図19】

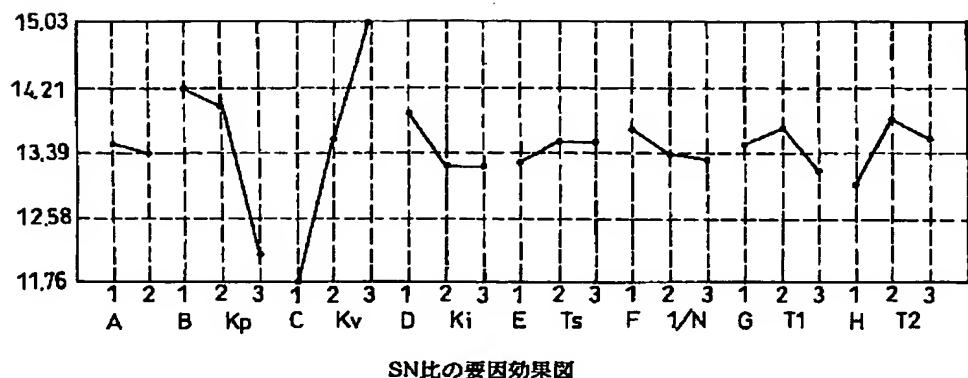


【図14】

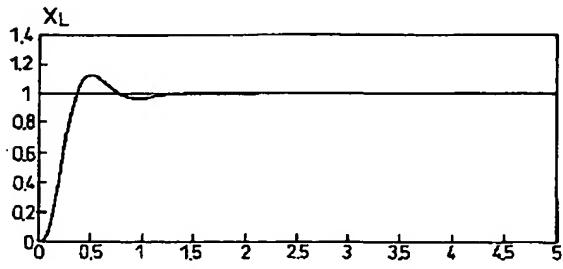
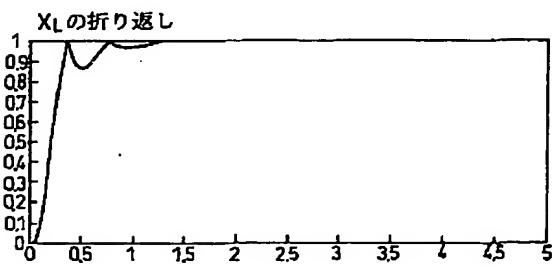
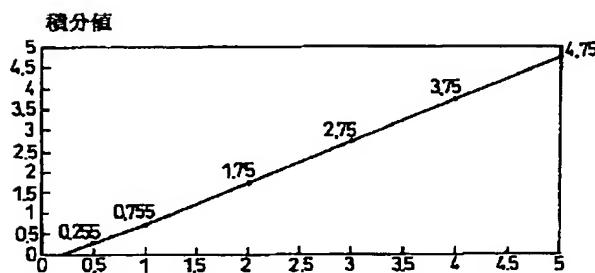


(15)

【図15】

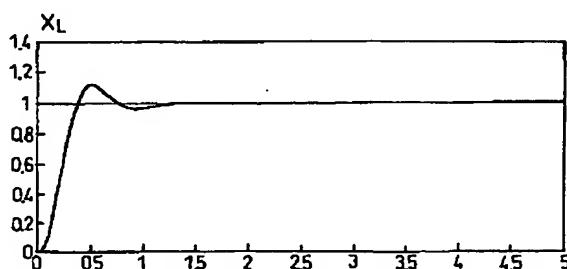
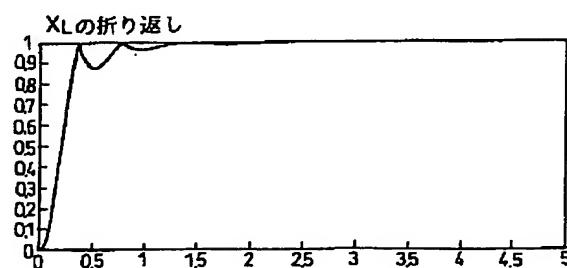
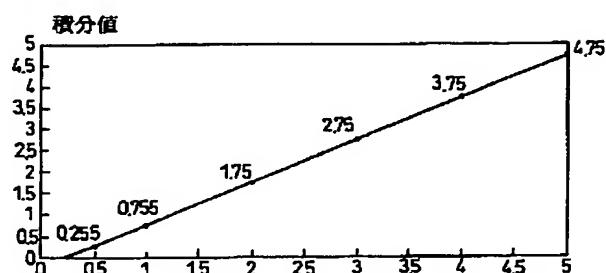


【図16】



最適条件における機械共振周波数20Hzのときの応答

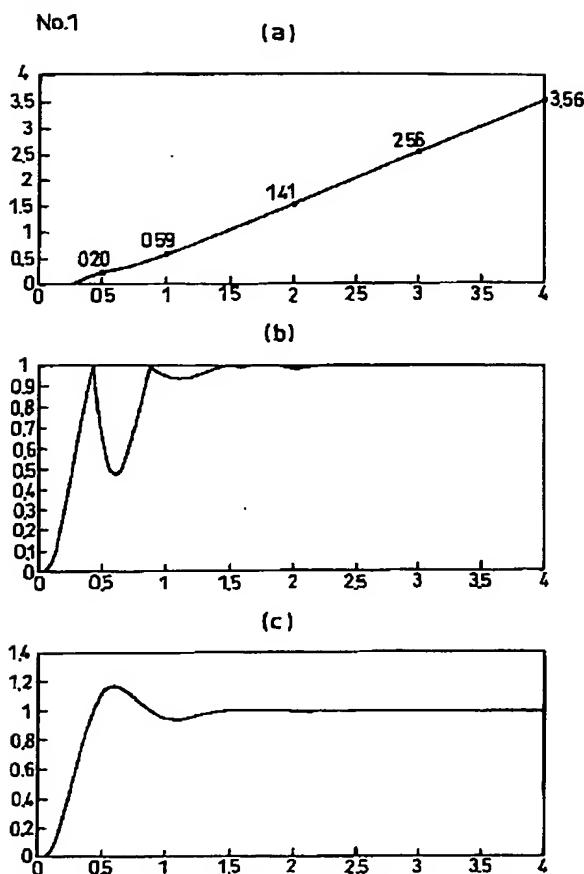
【図17】



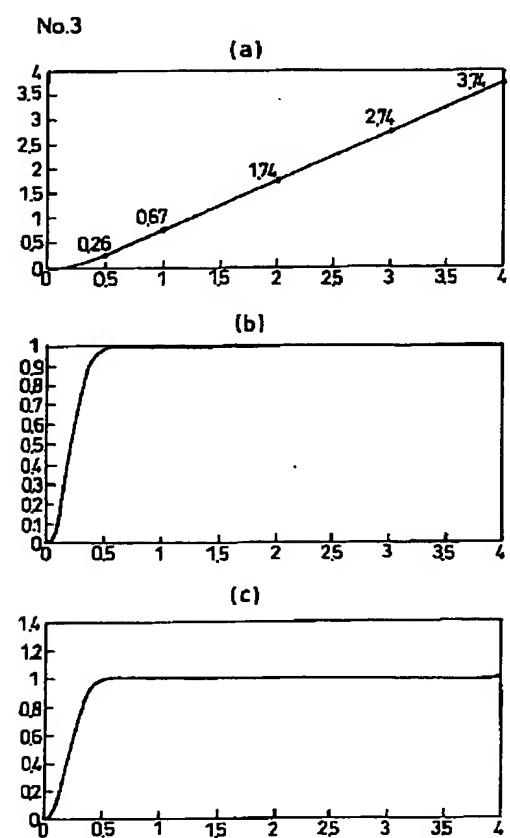
最適条件における機械共振周波数10Hzのときの応答

(16)

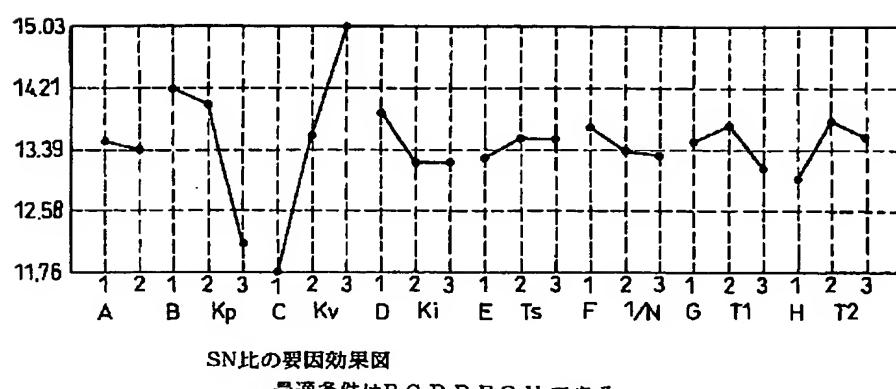
【図18】



【図20】

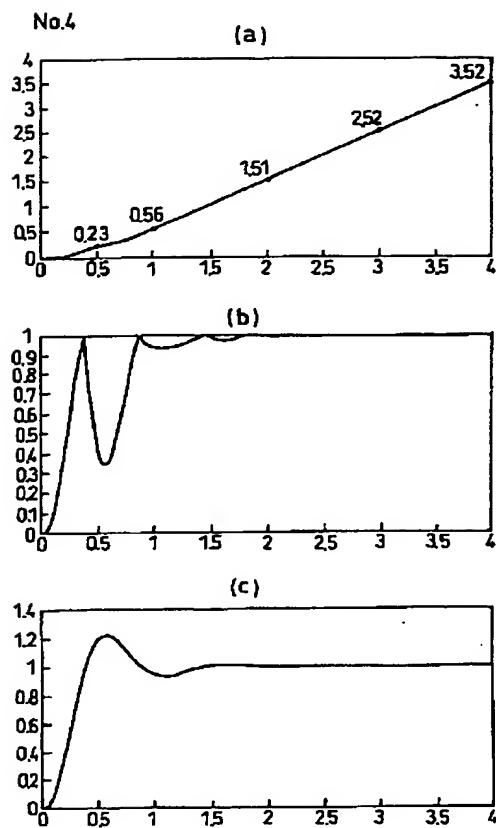


【図24】

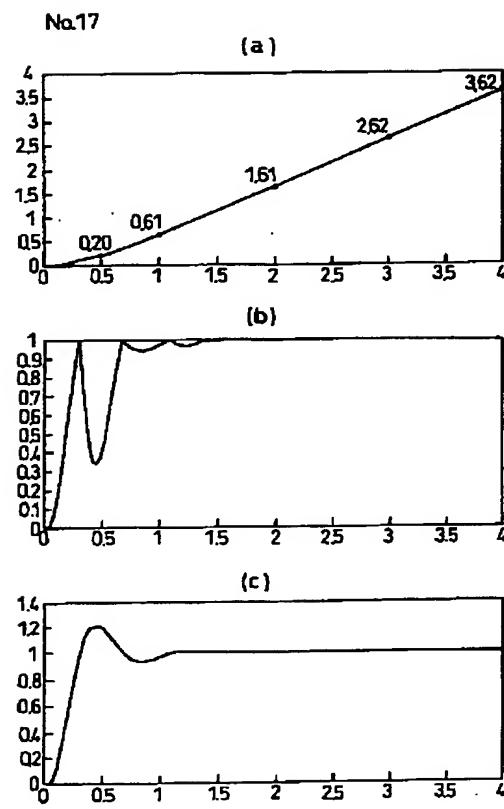


(17)

【図21】

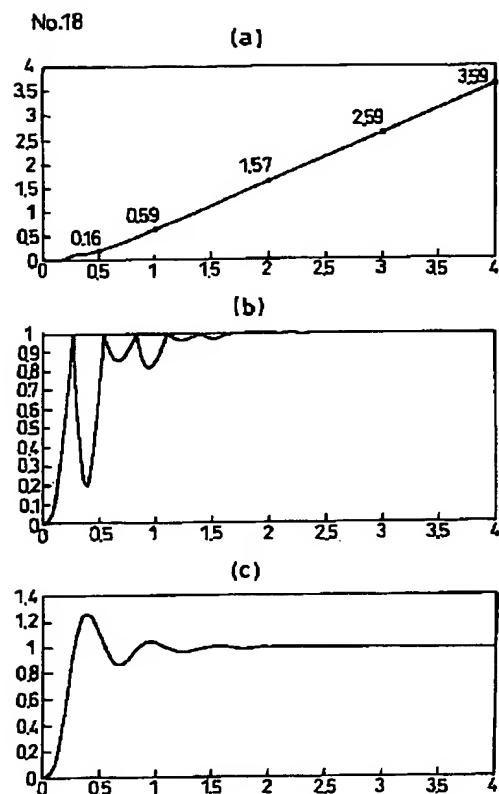


【図22】

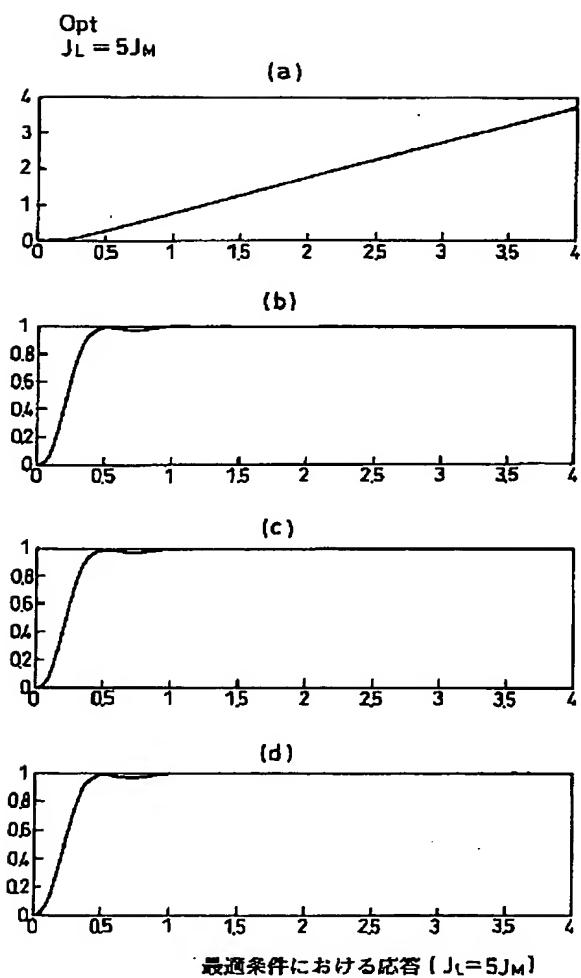


(18)

【図23】

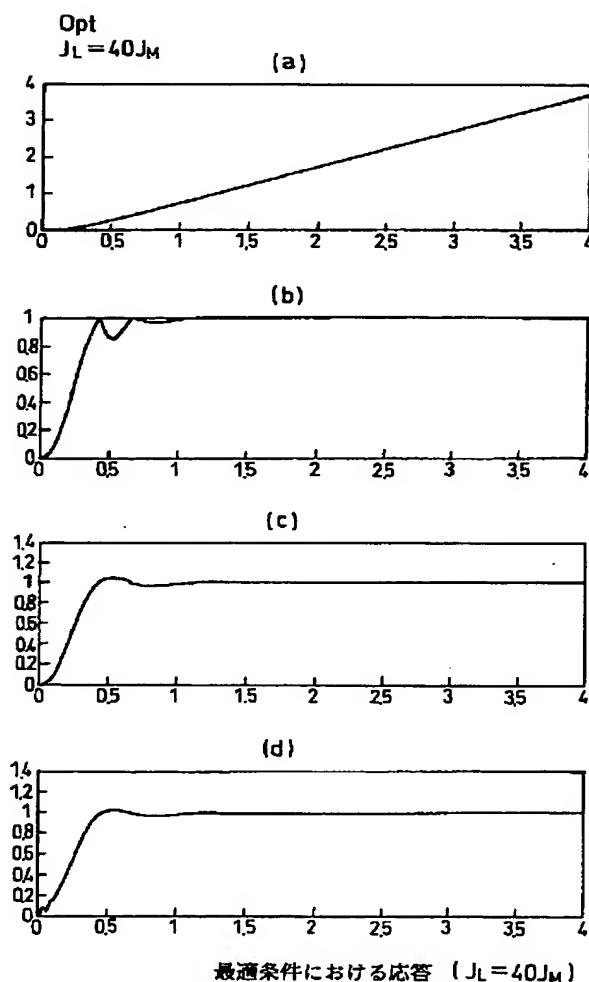


【図25】

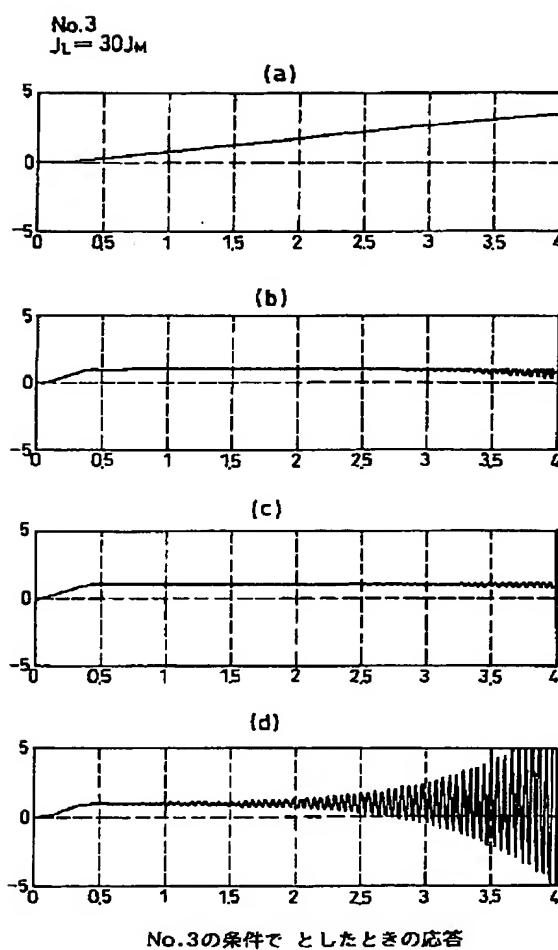


(19)

【図26】



【図27】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.